

прочности $\sigma_s = 980$ МПа и предел текучести $\sigma_T = 780$ МПа. Допускаемое напряжение для листа составляет $[\sigma] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 780 = 470$ МПа.

В связи с этим приняты следующие ограничения для варьируемых параметров демпфирующего листа: толщина листа $10 \leq t \leq 30$ мм, длина листа $1300 \leq L \leq 1600$ мм, ширина листа в нижней части $800 \leq b_2 \leq 1600$ мм, ширина листа в верхней части $800 \leq b_1 \leq 1800$ мм, расстояние между опорами $400 \leq L_1 \leq 600$ мм, количество листов $1 \leq n \leq 4$.

Целевую функцию $\sigma = \sigma(l, a, z_j, b_1, b_2, n, t)$ для решения задачи оптимизации записываем в виде

$$\sigma(l, a, z_j, b_1, b_2, n, t) = \frac{6(l-a)}{nb_2t^2} \times \left(\frac{w_F(l, a, z_j, b_1, b_2) \cdot n}{B(l, a, z_j, b_1, b_2) + \frac{\theta_0(l, a, z_j, b_1, b_2) \cdot l}{P}} + fmg \right).$$

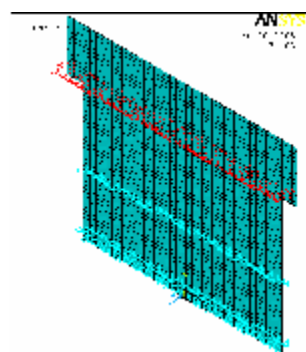


Рис. 7. КЭМ демпфирующего листа

Из решения, полученного при помощи системы Mathcad, следует, что среди множества различных вариантов исполнения упора рассматриваемой конструкции минимальное напряжение в опасном сечении демпфирующего листа будет иметь упор с четырьмя листами ($n = 4$) толщиной $t = 30$ мм, длиной $L = 1450$ мм, шириной $b = b_1 = 1800$ мм при расстоянии между опорами листов $a = 600$ мм. С учетом конструктивных соображений были приняты такие размеры: $L = 1450$ мм, $b_1 = 1800$ мм, $b_2 = 1550$ мм, $a = 600$ мм, $t = 30$ мм. Принятое количество листов в комплекте $n = 4$.

Проверка прочности демпфирующего листа принятой формы (по результатам оптимизации и с учетом конструктивных соображений) выполнена с помощью конечно-элементного программного комплекса ANSYS. В конечно-элементной модели листа (рис. 7) использовался 4-х узловой элемент Shell63. Картины прогибов и нормальных напряжений представлены на рис. 8 и 9.

Согласно полученным результатам прогиб листа в сечении под силой составляет 30 мм, максимальное напряжение в опасном сечении $\sigma_{\max} = 460$ МПа. Как видно, условие прочности листа выполняется ($\sigma_{\max} < [\sigma] = 470$ МПа). Следовательно, при использовании листа с принятыми размерами надежная работа упора будет обеспечена.

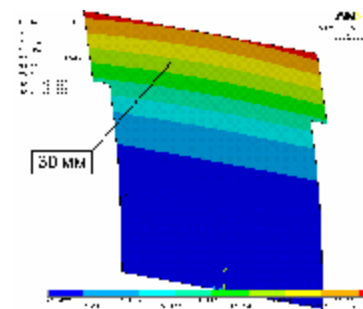


Рис. 8. Картина прогибов демпфирующего листа принятых размеров при действии расчетной нагрузки на комплект из четырех листов

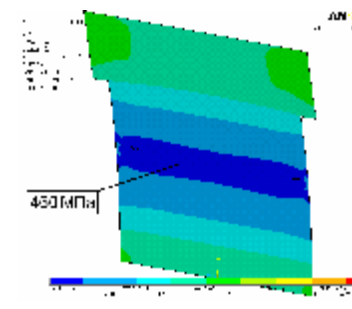


Рис. 9. Картина нормальных напряжений в поперечных сечениях демпфирующего листа

Список литературы: 1. Справочник по сопротивлению материалов/ Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Поступила в редколлегию 14.04.08

УДК 621.01:621.874:531.8:539.3

Ю.Б. ГУСЕВ, гл. конструктор, ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь,
А.Ю. ТАНЧЕНКО, аспирант каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ СЛОЖНЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ МОСТОВОГО ПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ

У статті описані задачі оптимального вибору структури та параметрів мостового перевантажувача. Визначені параметри шпренгельної системи та основної балки з урахуванням зменшення товщини.

In the paper the tasks of optimum choice of structure and parameters of overhead loader are described. The parameters of strut frame and basic beam are determined taking into account a diminishing of thickness.

Введение. Задача оптимального проектирования машин и механизмов имеет специфические особенности на различных стадиях решения. В общей теоретической постановке [1, 2] четко выделяют уравнения состояния исследуемого объекта L , целевые функции I и ограничения H . Однако в этом случае они фигурируют формально в общем виде, без конкретизации. При решении конкретных практических задач возникает проблема

конкретизации вида L, I, H . Это уже вызывает определенные затруднения, поскольку зачастую на первых этапах проектирования ни определяющие факторы, ни явления, ни критерии и ограничения до конца не определены. При этом традиционный подход к решению задачи [1-3] требует работы с четкими множествами указанных факторов, процессов, критериев и ограничений (ФПКО). Под давлением устоявшейся практики проектирования это множество ФПКО фиксируется по тем или иным соображениям, и процесс решения производится по разработанным алгоритмам и схемам [1-3], приводя к некоторому оптимальному решению. Необходимо заметить, что практическая ценность результата, получаемого с применением описанного выше традиционного подхода, в современных условиях существенно снижается. Это обусловлено сжатыми сроками проектирования, ужесточающимися требованиями к техническим характеристикам проектируемых машин и механизмов и, что более существенно, изменчивостью и уточняемостью множества ФПКО уже в ходе самого процесса проектирования. Последнее означает, что состав множества значимых факторов, явлений, критериев и ограничений не просто варьируем по удельному весу отдельных элементов множества ФПКО, но и сам состав данного множества изменчив. Более того, поскольку при исследовании реальных объектов в настоящее время широко используются численные методы, требующие значительных вычислительных ресурсов, то в состав ФПКО с полным правом попадают такие характеристики создаваемых численных моделей как их размер, сложность, точность и адекватность, а также стоимость и время решения единичной задачи анализа или задачи синтеза.

В результате вместо решения задачи синтеза в пределах *детерминированного множества* (ДМ) ФПКО приходится решать их при варьируемом составе (ВМ – *варьируемое множество*) множества ФПКО ВР (факторы – процессы – критерии – ограничения – вычислительные ресурсы), что сводит на нет не только ценность отдельно взятого решения задачи синтеза при определенном составе ДМ, но и создаваемого модельно-алгоритмического комплекса, а также обесценивает традиционный подход к решению данных задач.

Одним из способов решения сложившегося противоречия является применение к описанию исследуемого механического объекта, его моделей, критериев и ограничений метода обобщенного параметрического описания [4]. Он позволяет формально распространить аппарат обычного параметрического описания, включив в понятие обобщенного параметра любые факторы, структуры, критерии, ограничения, свойства и характеристики моделей и т.д. При этом, что важно, сам метод нечувствителен ни к виду, ни к количеству и составу ВМ.

В данной работе предлагается провести решение задачи обоснования конструктивных схем и параметров с учетом множества варьируемых критериев и ограничений с применением метода обобщенного

параметрического описания на примере мостового перегружателя [5-16].

Постановка задачи исследований. Базовые соотношения для выбора и обоснования проектных схем и конструктивных параметров приведены в статье [15]. Там же выделены отдельные задачи исследований:

1) структурный и параметрический синтез верхнего строения мостового перегружателя;

2, 3) учет влияния утонения и деградации материала конструкции перегружателя на его остаточный ресурс;

4) уменьшение износа рельсов ходовых колес грейферной тележки.

Решение частной задачи 4) изложено в статьях [7, 8] Модели и подходы к решению задач 1), 2) описаны в статье [15]. В данной статье описано решение следующих задач:

I. Выбор рационального проекта верхнего строения мостового перегружателя при изменении массовых и прочностных критериев и ограничений на конструкцию в целом и отдельные элементы.

II. Определение влияния различных законов утонения и деградации материала конструкции на остаточный ресурс мостового перегружателя.

Расчетные модели. Для численного моделирования реакции перегружателя на различные внешние воздействия при варьировании параметров, схем, критериев и ограничений используются параметризованные геометрические и конечно-элементные модели, описанные в работах [5-16].

Верификация этих моделей произведена путем сравнения результатов расчета напряженно-деформированного состояния в системе ANSYS с результатами, полученными ранее в программном комплексе Лира [16].

Для управления множеством моделей, т.е. для их перестройки при изменении некоторых обобщенных параметров, а также определения характеристик состояния из баз данных получаемых результатов, создается специализированная система „ПЕРЕГРУЖАТЕЛЬ”. Схема работы этой системы представлена на рис. 1.

3	--	1,3	28,7	0,88	52,8	130
4	--	1,2	26,5	0,92	55,0	137
5	--	1,1	24,3	0,96	57,2	145
6	--	1	22,1	1,00	59,4	155
7	--	0,9	19,9	1,04	61,6	166
8	--	0,8	17,7	1,08	63,8	180
9	--	0,7	15,5	1,12	66,0	198
10	--	0,6	13,3	1,16	68,2	220
11	--	0,5	11,1	1,2	70,5	252
12	73,4 (90 %)	1,5	29,8	0,8	43,5	128
13	--	1,4	27,8	0,84	45,5	134
14	--	1,3	25,9	0,88	47,5	140
15	--	1,2	23,9	0,92	49,5	148
16	--	1,1	21,9	0,96	51,5	156
17	--	1	19,9	1,00	53,5	167
18	--	0,9	17,9	1,04	55,4	179
19	--	0,8	15,9	1,08	57,4	195
20	--	0,7	13,9	1,12	59,4	214
21	--	0,6	11,9	1,16	61,4	239
22	--	0,5	9,9	1,2	63,4	272
23	65,2 (80 %)	1,5	26,5	0,8	38,7	140
24	--	1,4	24,8	0,84	40,4	146
25	--	1,3	23,0	0,88	42,2	153
26	--	1,2	21,2	0,92	44,0	161
27	--	1,1	19,4	0,96	45,8	171
28	--	1	17,7	1,00	47,5	182
29	--	0,9	15,9	1,04	49,3	196
30	--	0,8	14,1	1,08	51,1	213
31	--	0,7	12,4	1,12	52,8	234
32	--	0,6	10,6	1,16	54,6	262
33	--	0,5	8,8	1,2	56,4	299
34	57 (70 %)	1,5	23,2	0,8	33,8	155
35	--	1,4	21,7	0,84	35,4	162
36	--	1,3	20,1	0,88	36,9	170
37	--	1,2	18,6	0,92	38,5	179
38	--	1,1	17,0	0,96	40,0	189
39	--	1	15,5	1,00	41,6	202
40	--	0,9	13,9	1,04	43,1	218
41	--	0,8	12,4	1,08	44,7	236
42	--	0,7	10,8	1,12	46,2	260
43	--	0,6	9,3	1,16	47,8	291
44	--	0,5	7,7	1,2	49,3	332

Следует отметить, что для каждого из 44-х вариантов распределения массы (см. табл. 1) проводилось по 3 расчета – для 3 характерных положений грейферной тележки, таким образом, в таблице приведены максимальные напряжения из трех значений.

На рис 3 представлены примеры картин распределения компонент

напряженно-деформированного состояния элементов верхнего строения мостового перегружателя при изменении общей массы и перераспределении материала между шпренгельной системой и основной балкой.

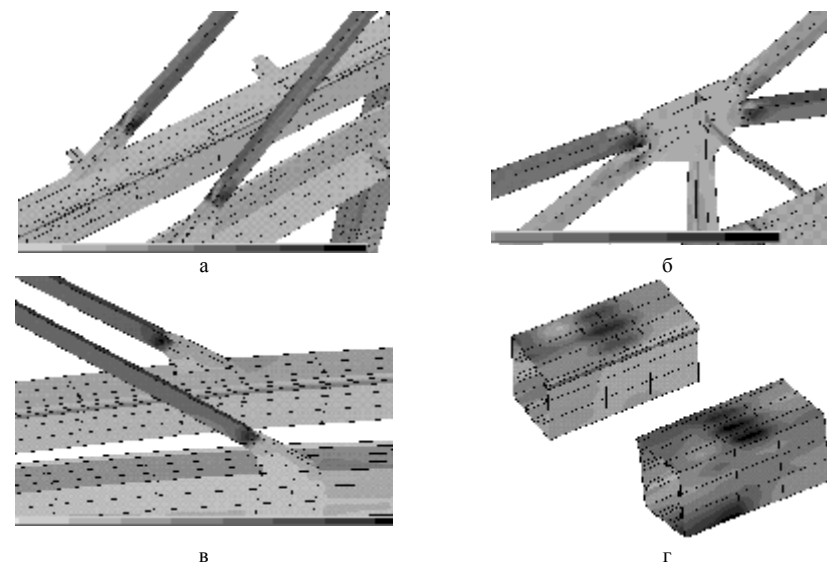


Рис. 3. Графическое представление эквивалентных напряжений (по Мизесу) в структурных элементах конструкции:

а – ремонтная консоль; б – стойка; в – шарнирная опора; г – элемент секции балки

На рис 4 представлены графики, характеризующие реакцию верхнего строения на изменение M , m_b , $m_{ш}$, интегральные зависимости максимальных напряжений в основной балке от общей массы верхнего строения и перераспределения материала между шпренгельной системой и основной балкой. Заметим, что единичное значение для коэффициентов утонения $\gamma_{ш} \cdot \gamma_b$ соответствует базовому (ранее выбранному) набору значений толщин элементов верхнего строения крана. Как видно, качественный вид зависимостей напряжений от перераспределения общей (*изменяемой*, под влиянием коррозионного износа) массы, остается неизменным. Как и ранее, наблюдаем зону локального минимума по эквивалентным максимальным напряжениям в элементах балки для 2-х характерных положений грузовой тележки и весьма близкую – для 3-го. Следует также отметить, что ходовые рельсы расположены непосредственно на балках (правой и левой) и именно они является одними из наиболее ответственных структурных элементов.

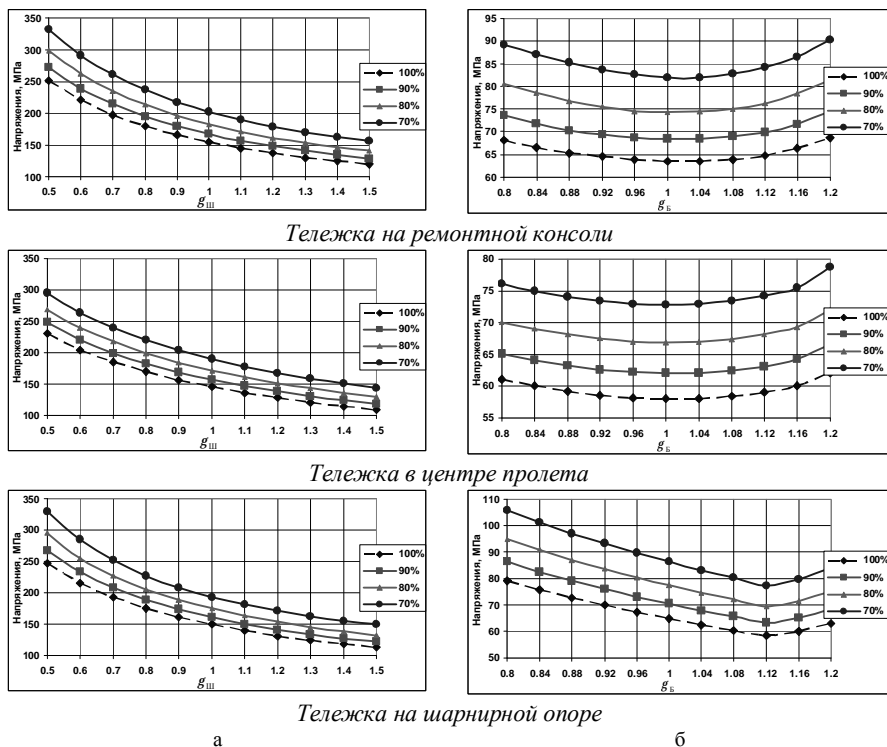


Рис. 4. Изменение максимальных напряжений в шпренгельной системе (а) и балке (б) при перераспределении массы с учетом утонения

II. Определение влияния различных законов утонения и деградации материала конструкции на остаточный ресурс мостового перегружателя.

Локальный износ элементов балки. В процессе исследований проводилось утонение материала верхнего строения перегружателя и определялась несущая способность конструкции. Так, на рис 5-12 представлены графики, характеризующие локальный износ элементов конструкции – секций балки (рис. 5-8) и раскосов шпренгельной системы (рис. 9-12), что в свою очередь позволяет оценить их степень влияния на интегральную картину НДС при сложном изменением нагружении. На рис. 6, 10 представлены отклонения максимальных напряжений (в абсолютных и относительных единицах) в исследуемых элементах по сравнению с „неизношенным” базовым нагружением (три характерных положения в совокупности с ветровыми, снеговыми и инерционными нагрузками).

Видно, что локальное утонение секций балки очень слабо сказывается на НДС шпренгельной системы: увеличение максимальных напряжения в ней не превосходит 3 % (рис. 6, б). А вот максимальные напряжения в элементах самой балки возрастают довольно существенно, причем для разных

положений тележки критичными являются разные секции. Так для положения тележки над ремонтной консолью первостепенными являются 1-я и 2-я секции, для среднего положения – 4-я, а для шарнирной консоли – 7-я.

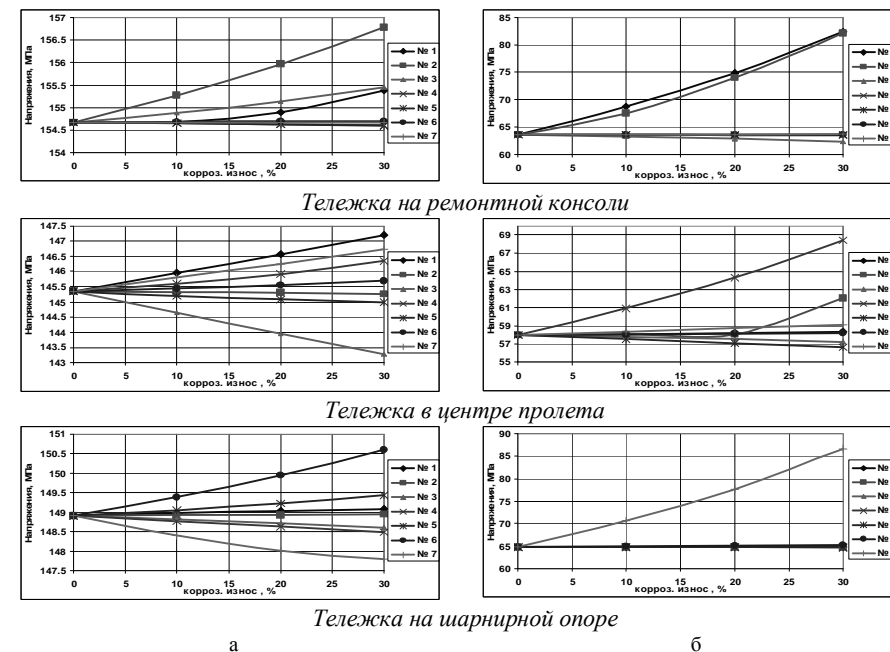


Рис. 5. Изменение максимальных напряжений в шпренгельной системе (а) и балке (б) при локальном утонении каждой секции балки № 1 - 7 (см. рис. 2, б)

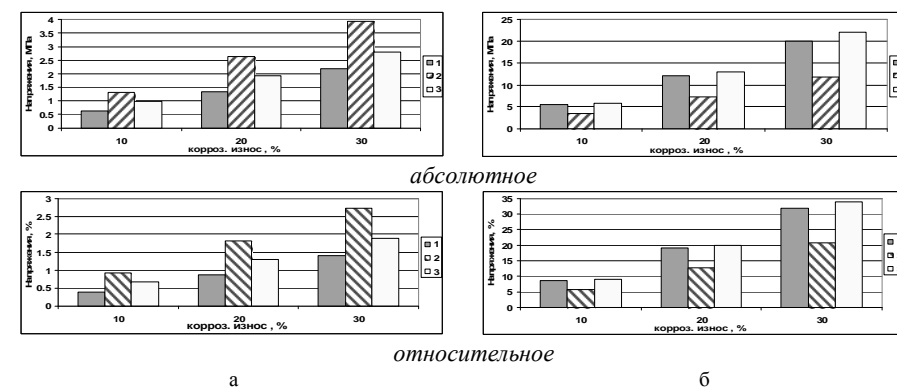


Рис. 6. Увеличение напряжений в шпренгельной системе (а) и балке (б) в случае локального утонения балочных секций для 3-х вариантов положения тележки: 1 – тележка над ремонтной консолью; 2 – центральное расположение тележки; 3 – тележка над шарнирной консолью

На рис. 7 представлены графики зависимости максимального прогиба от локального утонения (модель износа) секций балки (см. рис 2, б), а на рис. 9 – отличие максимального прогиба в сравнении с базовым расчетом (модель с номинальным набором толщин) в абсолютных и относительных единицах.

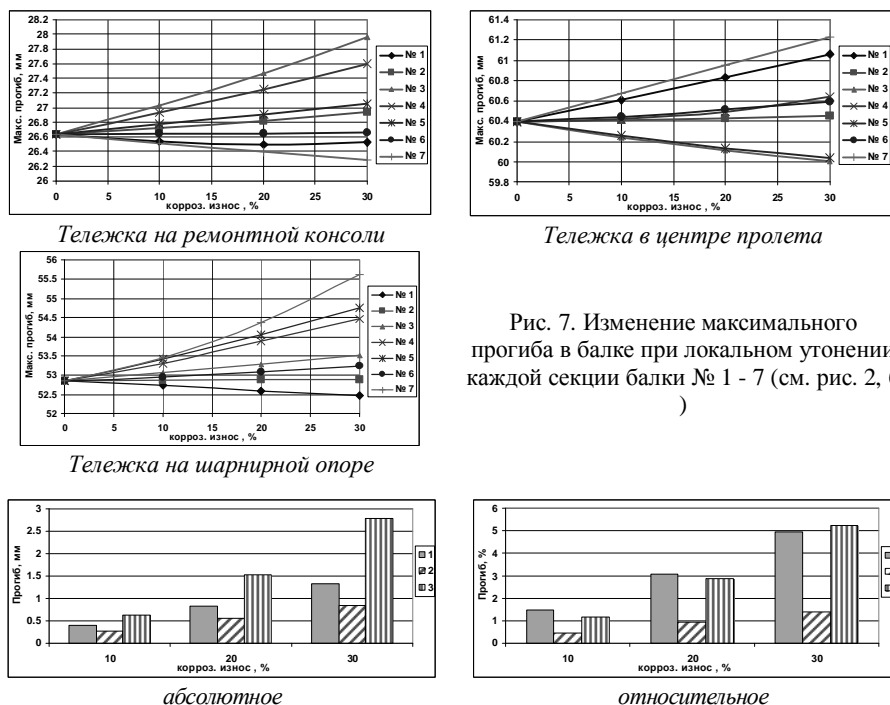


Рис. 7. Изменение максимального прогиба в балке при локальном утонении каждой секции балки № 1 - 7 (см. рис. 2, б)

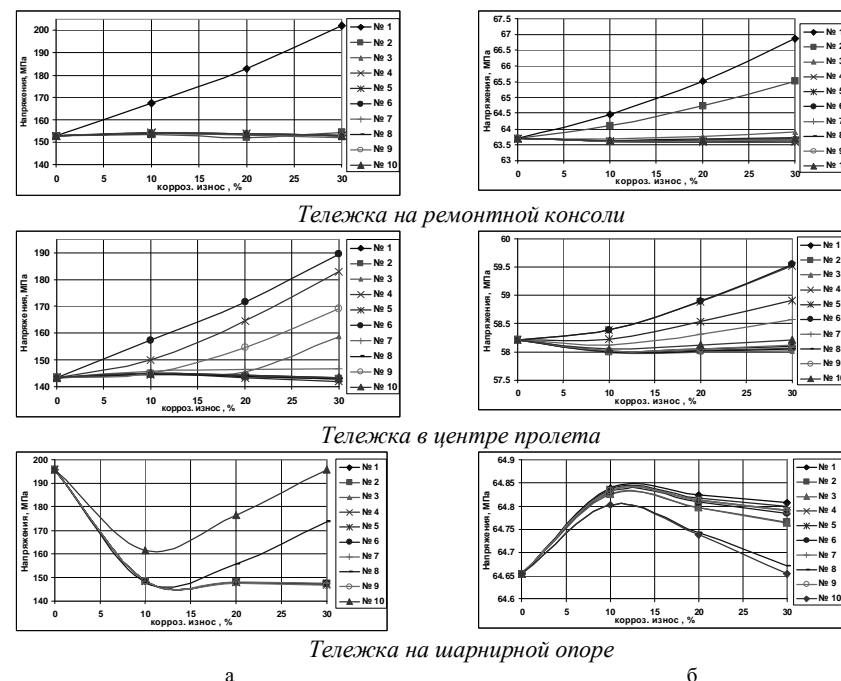


Рис. 9. Изменение максимальных напряжений в шпренгельной системе (а) и балке (б) при локальном утонении раскосов шпренгельной системы № 1-10 (см. рис. 2, а)

Рис. 8. Отличие максимального прогиба в балке от номинального в случае локального утонения секций балки для 3-х вариантов положения тележки (расшифровку обозначений 1, 2 и 3 см. на рис. 6)

Локальный износ элементов шпренгельной системы. На графиках рис. 9-12 приведены обобщенные результаты расчетов по моделированию локального износа раскосов шпренгельной системы путем утонения соответствующих стенок. Снова наблюдаем слабое влияние от локального утонения раскосов на НДС балки – при достижении 35%-го увеличения напряжений в шпренгелях (рис. 10, а) имеем лишь 5%-е в балке (рис. 10, б). Очевидно, что максимальные напряжения будут наблюдаться в шпренгелях, близких к положению грейферной тележки, однако зависимость носит весьма сложный характер. Так, для положения на *ремонтной консоли* критичным является лишь 1-я пара раскосов, когда для *шарнирной* – 10-й и 8-й пары, а вот для положения в *центре пролета* – 6-я, 4-я и 9-я, 4-я пары (рис. 9, схема расположения – рис. 2, а). Это, конечно, связано с особенностями конструкции, как и определенная симметрия в центральном положении.

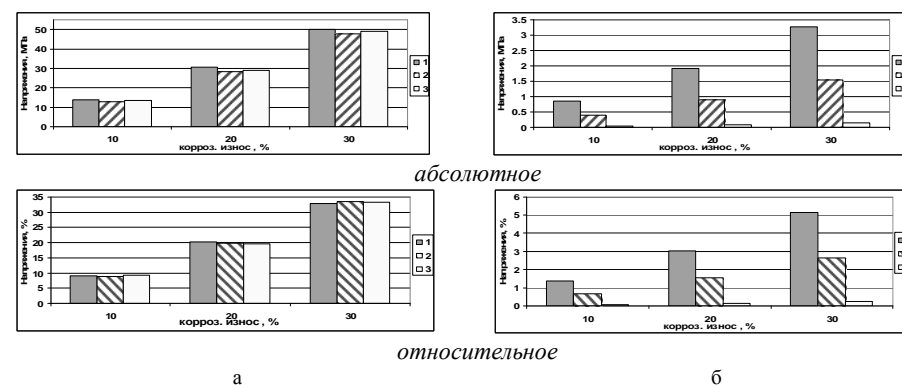
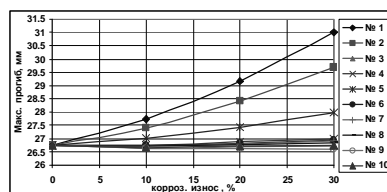
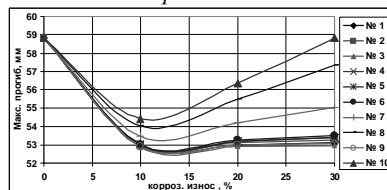


Рис. 10. Увеличение максимальных напряжений в шпренгельной системе (а) и балке (б) в случае локального утонения раскосов шпренгельной системы для 3-х вариантов положения тележки (расшифровку обозначений 1, 2 и 3 см. на рис. 6)

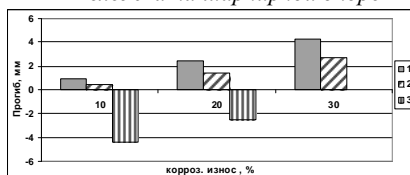
На рис. 11 приведены графики зависимости максимального прогиба от локального утонения раскосов шпренгельной системы (см. рис 2, а), а на рис. 12 – отличие максимального прогиба от базового варианта (модель с номинальным набором толщин) в абсолютных и относительных единицах.



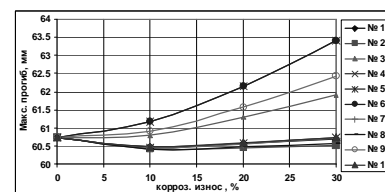
Тележка на ремонтной консоли



Тележка на шарнирной опоре

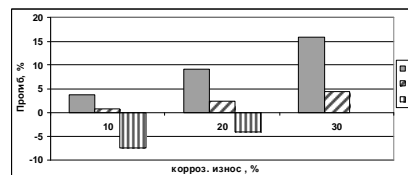


а



Тележка в центре пролета

Рис. 11. Изменение максимального прогиба в балке при локальном утонении раскосов шпренгельной системы № 1-10 (см. рис. 2, а)



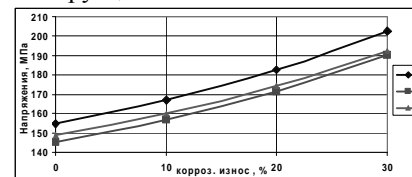
б

Рис. 12. Отличие максимального прогиба в балке (а – абсолютное, б - относительное) от номинального в случае локального утонения раскосов шпренгельной системы для 3-х вариантов положения тележки (расшифровку обозначений 1, 2 и 3 см. на рис. 6)

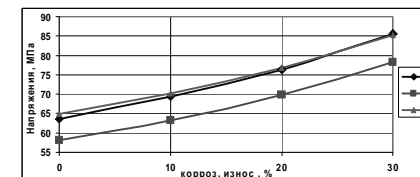
Износ всей конструкции. Расчет на утонение всех поверхностей перегружателя (результаты – на рис 13, 14) не выявил более „худшего” случая увеличения эквивалентных напряжений по сравнению с локальным износом в элементах верхнего строения. Это в очередной раз свидетельствует о роли верхнего строения в картине НДС крана. Зависимости максимального прогиба от одновременного утонения всех поверхностей модели конструкции (см. рис 2, г) для трех характерных положений грейферной тележки представлены на рис. 15; на рис. 16 – отличие максимального прогиба от базового варианта в абсолютных и относительных единицах.

После проведения серии расчетов по моделированию влияния изменении толщин элементов перегружателя можно сделать следующие выводы. Удалось подобрать распределение толщин, в котором основная балка перегружателя находится в наиболее благоприятном напряженном состоянии. Наблюдается весьма слабое взаимное влияние между НДС шпренгельной системы и балки, т.е. локальное утонение любого элемента одной из этих систем довольно слабо сказывается на НДС в другой. износ любого элемента верхнего строения непосредственно ведет к увеличению эквивалентных напряжений. Картина количества и расположения напряженных участков переменна и весьма сложна, причем сильно зависит от положения грейферной тележки. Ущерб от локального утонения элементов верхнего строения соизмерим с утонением элементов всей

конструкции.

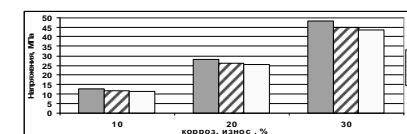


а

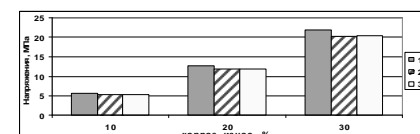


б

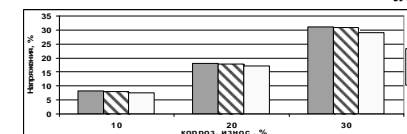
Рис. 13. Увеличение максимальных напряжений в шпренгельной системе (а) и балке (б) в случае одновременного утонения абсолютно всех поверхностей модели для 3-х вариантов положения тележки (расшифровку обозначений 1, 2 и 3 см. на рис. 6)



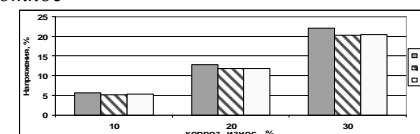
абсолютное



относительное



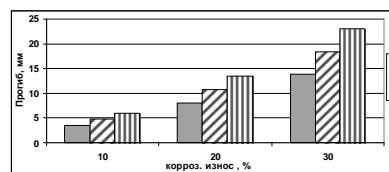
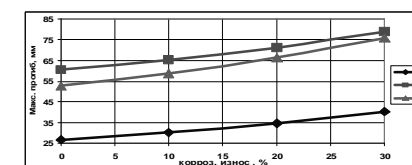
а



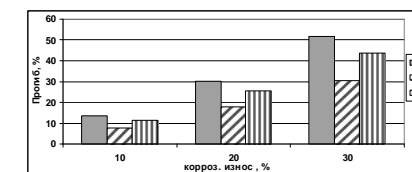
б

Рис. 14. Увеличение максимальных напряжений в шпренгельной системе (а) и балке (б) в случае глобального утонения абсолютно всех элементов конструкции для 3-х вариантов положения тележки

Рис. 15. Изменение максимального прогиба в балке при утонении всех поверхностей для 3-х вариантов положения тележки (расшифровку обозначений 1, 2 и 3 см. на рис. 6)



а



б

Рис. 16. Отличие максимального прогиба в балке (а – абсолютное, б - относительное) от номинального в случае утонения всех поверхностей для 3-х вариантов положения тележки (расшифровку обозначений 1, 2 и 3 см. на рис. 6)

Заключение. В статье описаны модели и результаты исследований влияния различных факторов, процессов, критериев и ограничений на несущую способность мостового перегружателя. При этом важно отметить,

что все эти факторы, процессы, критерии и ограничения являются изменяемыми обобщенными параметрами. В результате предложена новая технология обоснования рациональных параметров перегружателя, отличающаяся нацеленностью на решение не отдельно поставленной задачи для конкретной машины или механизма, а для целой серии задач и целого класса конструкций.

Предложенная технология исследований и результаты, получаемые с ее применением, планируется использовать при обосновании рациональных параметров мостовых перегружателей, разрабатываемых в ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт“, г. Мариуполь.

Данная статья содержит описание результатов, полученных при выполнении проекта ИТ/480-2007 Министерства образования и науки Украины.

Список литературы: 1. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир, 1973. – 244 с. 2. Поллак Э. Численные методы оптимизации. – М.: Мир, 1974. 3. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975. – 534 с. 4. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 5. Чепурной А.Д., Глинин Г.П., Гусев Ю.Б., Пеклич М.М., Барчан Е.Н., Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод определения параметров элементов машиностроительных конструкций // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2005. – №53. – С.162-176. 6. Глинин Г.П., Гусев Ю.Б., Головченко В.И., Орлов Е.А. Методы автоматизованого аналізу міцності та жорсткості просторових конструкцій // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2006. – №3. – С.58-69. 7. Гусев Ю.Б., Слободяник В.А., Ткачук Н.А., Танченко А.Ю. К вопросу об определении причин сверхнормативного износа реборд колес грейферной тележки мостового крана-перегружателя // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2007. – №33. – С.55-66. 8. Гусев Ю.Б. К вопросу об исследовании напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2006. – №24. – С.70-75. 9. Ткачук Н.А., Головченко В.И., Барчан Е.Н., Гусев Ю.Б., Глинин Г.П. Структура специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических систем // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля 2007. – №9(115). – Ч. 1. – С.206-216. 10. Гусев Ю.Б., Шкода В.А., Танченко А.Ю. Формирование конечно-элементной модели металлоконструкции угле перегружателя // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2007. – №23. – С.33-39. 11. Гусев Ю.Б., Литвиненко А.В., Танченко А.Ю. К вопросу моделирования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции углеперегружателя // Вісник НТУ „ХПИ“. Тем. вып.: „Транспортное машиностроение“. – 2007. – №33. – С.41-45. 12. Гусев Ю.Б. К вопросу о диагностировании состояния металлоконструкции угле перегружателя // Вестник НТУ „ХПИ“. Тематический выпуск „Динамика и прочность машин“. – 2007. – №38. – С.50-58. 13. Гусев Ю.Б., Танченко А.Ю. К вопросу о техническом состоянии кранов-перегружателей // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2008. – №2. – С.53-69. 14. Гусев Ю.Б. К вопросу об исследовании напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2008. – №2. – С.71-75. 15. Гусев Ю.Б. Проблема обеспечения долговечности, работоспособности и нагрузочной способности мостовых перегружателей // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2008. – №9. – С.35-42. 16. Гусев Ю.Б., Танченко А.Ю. К вопросу об оптимальном синтезе элементов мостовых перегружателей // Вестник НТУ „ХПИ“. Тем. вып. „Машиноведение и САПР“. – 2008. – №9. – С.43-66.

УДК 621.833.6

С.Н. КАВЕЦКИЙ, аспирант каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ“,

ОБЛАСТЬ СУЩЕСТВОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ АА И П СО СВЯЗАННЫМИ И НЕСВЯЗАННЫМИ КОЛЕСАМИ

С УЧЕТОМ УГЛОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

У статті визначена область існування планетарних механізмів АА, П з нез'язаними колесами і АА, П із зв'язаними колесами. Визначені межі передатних відношень планетарних механізмів АА, П і АА, П з урахуванням можливих значень кутів зацеплення. Наведені рекомендації по вибору параметрів синтезу для генеральних рівнянь.

In the article the existence domain of planetary mechanisms AA, П with non-connected wheels and АА, П with the linked wheels is determined. The limits of gear ratios of planetary mechanisms AA, П and АА, П are determined taking into account the possible values of pressure angles. The recommendations on the choice of parameters of synthesis for general equations are given.

Введение. Планетарные механизмы широко применяются при конструировании различных механических систем. При этом следует обратить внимание на возможные передаточные отношения, которые можно реализовать, применяя ту или иную схему планетарного механизма. Широкий диапазон передаточных отношений открывает большие возможности с точки зрения применения планетарного механизма в составе механической системы. В статье показана возможность значительного расширения передаточного отношения для схем АА, П и впервые указана область существования планетарных механизмов для схем АА, П.

Основная часть. Как показано в [2, 3], возможность определить числа зубьев для планетарных механизмов АА, П, АА и П с учетом различных углов зацепления для первой и второй ступени, есть. Однако выполнить синтез с помощью полученных генеральных уравнений [3] для этих схем, можно только лишь при выборе передаточного отношения и соответствующих ему приемлемых значений параметров x_l и t . Связь этих параметров с передаточным отношением показана на рис. 1-4. Пределы передаточного отношения можно получить, используя уравнения, приведенные в [3].

Из области существования планетарного механизма АА (рис. 1) видно, что выбор неравных углов зацепления для первой и второй ступени для